

절대절점좌표를 이용한 고속철도 집전성능 동역학 해석 모델 개발 및 검증

이진희* · 박태원**

* 아주대학교 기계공학부

Development and Verification of a Dynamic Analysis Model for the Current-Collection Performance of High-Speed Trains Using the Absolute Nodal Coordinate Formulation

Jin Hee Lee* and Tae Won Park**

* Dept. of Mechanical Engineering, Ajou Univ.

(Received May 12, 2011 ; Revised December 27, 2011 ; Accepted December 27, 2011)

Key Words: High Speed Train(고속철도), Catenary System(가선계), Current Collection Performance(집전성능), Absolute Nodal Coordinate Formulation(절대절점좌표), Flexible Multibody Dynamic(유연 다물체 동역학)

초록: 철도차량의 집전성능 및 이선율에 대한 사전 평가는 철도차량의 고속화와 더불어 중요시되는 문제이다. 본 논문에서는 유연체 다물체 동역학 해석 기법을 이용하여 가선과 판토품 사이의 동적상호작용에 대한 시뮬레이션 모델을 개발하였다. 해석 모델에서 판토품은 강체로 모델링 하였으며, 가선계는 탄성 대변형체의 거동을 효과적으로 표현할 수 있는 절대절점좌표를 이용하여 구현하였다. 또한, 가선계와 판토품 간의 동적 상호작용의 표현을 위하여 서로간의 상대운동은 슬라이딩 조인트를 이용하여 구축하였다. 개발된 해석 프로그램을 이용하여 철도차량의 주행 속도에 따라 발생하는 접촉력 및 이선율을 평가하였다. 개발 프로그램의 해석 모델 및 시뮬레이션에 대한 신뢰성은 가선계와 판토품의 동적 상호작용 시뮬레이션 방법에 대한 국제 규정인 EN 50318에 의하여 검증하였다. 해석 모델의 개발을 통하여 개발 중인 고속철도의 집전성능을 평가할 수 있는 기반을 마련하였다.

Abstract: The pre-evaluation of the current-collection performance is an important issue for high-speed railway vehicles. In this paper, using flexible multibody dynamic analysis techniques, a simulation model of the dynamic interaction between the catenary and pantograph is developed. In the analysis model, the pantograph is modeled as a rigid body, and the catenary wire is developed using the absolute nodal coordinate formulation, which can analyze large deformable parts effectively. Moreover, for the representation of the dynamic interaction between these parts, their relative motions are constrained by a sliding joint. Using this analysis model, the contact force and loss of contact can be calculated for a given vehicle speed. The results are evaluated by EN 50318, which is the international standard with regard to analysis model validation. This analysis model may contribute to the evaluation of high-speed railway vehicles that are under development.

1. 서론

철도차량의 동력장치는 가선계(Catenary System)로부터 인가되는 전력에너지를 공급받아 구동하게 되며, 가선계는 차량의 판토품(Pantograph)과 접촉이라는 상호작용을 하게 된다. 이러한 철도차량의 운영속도를 유지하기 위해서는 집전장치로 부터의 안정된 전력공급은 필수적인 사항이라 할 수 있다.

최근 철도차량의 고속화에 대한 수요와 관심이 높아지면서 고속 주행 시 가선계와 판토품 사이의 상호작용에 대한 연구가 활발하게 진행되고 있다. 철도차량이 고속주행을 하더라도 차량의 진동, 바람에 의하여 가선계에 가해지는 외력 등과 관계 없이 안정된 접촉을 유지하고 이선(Loss of Contact)을 최소화 하는 것이 집전장치가 반드시 충족하여야 하는 성능이다. 특히, 시속 300 km 이상의 고속 주행 시에는 차량의 속도가 가선의 파동 속도보다 클 수 있기 때문에,⁽¹⁾ 집전성능과 관련된 사항에 대

† Corresponding Author, park@ajou.ac.kr

© 2012 The Korean Society of Mechanical Engineers

한 사전 성능 평가는 반드시 수행되어야 한다. 이러한 거동을 예측하기 위하여 다양한 해석적 방법이 거론되고 있으며, 실제 철도차량 집전성능의 시험에 대한 어려움 등을 고려할 때, 해석 모델을 이용한 시뮬레이션은 가선계와 판토타그래프의 상호작용을 분석할 수 있는 효율적인 수단이다.

가선계와 판토타그래프의 동적 상호작용에 대한 해석 방법들은 이전에 유한차분법, 유한요소법, 모달해석법 등과 같은 방법들이 주로 이용되어 왔으나⁽²⁻⁴⁾ 이러한 방법들은 시스템을 선형화하기 때문에 거동을 단순하게 표현 할 수밖에 없다는 문제점을 가지고 있다. 또한 가선계를 집중질량으로 대체하여 거동을 모사한 경우도 있으나,^(5,6) 가선은 비선형 연속체 특성을 갖기 때문에 판토타그래프와 접촉 거동을 구현하는 데에는 한계를 갖는다. 따라서 본 논문에서는 기존 해석 방법들에서 구현하기 힘들었던 가선의 비선형 거동 및 판토타그래프와의 동적 상호작용을 표현하기 위하여 대변형 탄성체를 효과적으로 표현할 수 있는 절대절점좌표⁽⁷⁾를 이용하여 가선계를 표현하였다. 또한, 가선계와 판토타그래프의 상호 관계는 탄성 대변형체와 강체의 구속관계를 표현할 수 있는 슬라이딩 조인트를 이용하여 구현하였다.⁽⁸⁾ 판토타그래프 모델은 단순화하여 2 자유도의 질량-스프링-댐퍼 모델로 구현하였다. 본 모델은 유연 다물체 동역학 해석 기법을 적용하여 모델의 확장 및 제원 변경에 유리한 장점을 갖도록 개발 되었다.

해석 모델은 신뢰성 확보를 위하여 결과의 검증이 필수적이다. 본 논문에서는 유럽에서 통용되고 있는 철도차량에 대한 국제 규정인 European Standard EN 중에서 EN 50318을 적용하여 모델의 신뢰성을 검증하였다.⁽⁹⁾ EN 50318은 가선계와 판토타그래프 사이의 동적 상호작용에 대한 시뮬레이션을 검증하기 위한 규정으로 본 규정에서 제시하는 시뮬레이션 방법에 대한 해석결과는 총 5가지의 시뮬레이션 방법과 실제 주행 테스트 결과를 기반으로 한 검증된 기준이다. 본 연구에서는 EN 50318에서 제시하고 있는 판토타그래프 및 가선계 모델과 해석 조건을 적용하여, 총 10경간에 대한 주행 시뮬레이션을 수행하였다. 시뮬레이션을 통하여 규정에서 제시하는 주행 속도에 따른 평균 접촉력, 통계적 최대/최소 접촉력, 이선율 등을 산출하였다. 마지막으로 해석 결과와 규정에서 제시하는 평가 기준과의 비교를 통하여 시뮬레이션 방법 및 모델의 신뢰성을 검증하였다.

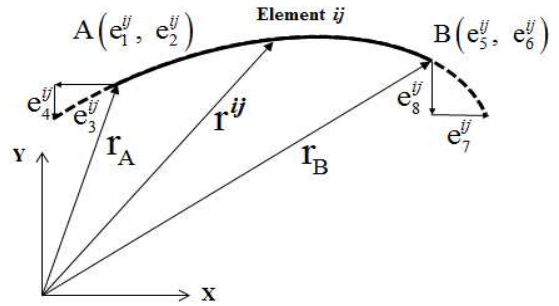


Fig. 1 The absolute nodal coordinates on a beam element j on the large deformable body i

2. 유연체 동역학

2.1 절대절점좌표를 이용한 탄성 다물체 동역학

Fig. 1은 대변형 탄성체 i 를 구성하는 빔 요소 j 의 관성좌표계에 대한 절대절점을 나타낸다. 하나의 빔 요소는 양 끝의 두 개의 절점(Node)으로 구성되어 있으며, 각 절점은 각 좌표계에 대한 위치(Position)와 기울기(Slope) 정보를 갖고 있다. 따라서, 절대절점좌표 벡터는 식 (1)과 같이 나타낼 수 있다.

$$e^{ij} = [e_A^{ijT} \ e_B^{ijT}]^T = [e_1^{ij} \ e_2^{ij} \ e_3^{ij} \ e_4^{ij} \ e_5^{ij} \ e_6^{ij} \ e_7^{ij} \ e_8^{ij}]^T \quad (1)$$

탄성체를 구성하는 빔 요소내의 임의의 위치는 식 (2)와 같이 형상함수(Shape Function)와 절대절점좌표로 나타낼 수 있다.

$$r^{ij} = [r_X^{ij} \ r_Y^{ij}]^T = S^{ij}(x) e^{ij}(t) \quad (2)$$

여기서 형상함수는 축 방향과 수직 방향의 변형에 대하여 동일한 3차 다항식을 이용하여 식 (3)과 같이 정의할 수 있다.

$$S^{ij}(x) = \begin{bmatrix} S_X^{ij} \\ S_Y^{ij} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_1 & 0 & S_2 & 0 & S_3 & 0 & S_4 & 0 \\ 0 & S_1 & 0 & S_2 & 0 & S_3 & 0 & S_4 \end{bmatrix} \quad (3)$$

$$S_1 = 1 - 3(\xi)^2 + 2(\xi)^3, \quad S_2 = l(\xi - 2(\xi)^2 + (\xi)^3) \\ S_3 = 3(\xi)^2 - 2(\xi)^3, \quad S_4 = l((\xi)^3 - (\xi)^2)$$

여기서, $\xi = x/l$ 이며, l 은 빔 요소의 길이를 나타낸다. 탄성체 i 에 대한 빔 요소 j 의 운동에너지는 식 (4)의 변위관계식을 이용하여 구할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 T^{ij} &= \frac{1}{2} \int_{V^{ij}} \rho^{ij} r^{ijT} \dot{r}^{ij} dV^{ij} \\
 &= \frac{1}{2} e^{ijT} \left(\int_{V^{ij}} \rho^{ij} S^{ijT} S^{ij} dV^{ij} \right) e^{ij} \\
 &= \frac{1}{2} e^{ijT} M^{ij} e^{ij}
 \end{aligned} \quad (4)$$

식 (4)에서 ρ^{ij} 와 V^{ij} 는 각각 빔 요소의 밀도와 부피이고 M^{ij} 은 빔 요소에 대한 질량행렬이다. 이 질량행렬은 시불변 특성을 가지는 형상함수와 빔 요소의 길이, 질량 m 에 대한 함수이므로 식 (5)와 같이 정의할 수 있다.

$$M^{ij} = \int_{V^{ij}} \rho^{ij} S^{ijT} S^{ij} dV^{ij} = m^{ij} \int_0^l S^{ijT} S^{ij} dx \quad (5)$$

빔 요소에 작용하는 탄성력은 축 방향 변형과 굽힘 방향 변형에 대한 변형 에너지의 합으로 정의할 수 있는데⁽¹⁰⁾ 먼저, 축 방향 에 대한 변형 에너지는 식 (6)과 같이 정의할 수 있다.

$$U_l = \frac{1}{2} \int_0^l EA \epsilon^2 dx \quad (6)$$

여기서, E 는 탄성계수, A 는 빔 요소의 단면적을 나타내며 ϵ 은 축 방향 변형에 대한 변형률을 나타낸다. 빔의 변형이 미소하다고 가정하면 변형된 빔의 길이는 양 절점간의 거리와 동일하다고 가정할 수 있으므로 빔의 축 방향 변형률은 식 (7)과 같이 쓸 수 있다.

$$\epsilon = \frac{l_d - l}{l} \quad (7)$$

여기서, $l_d = \sqrt{(e_5 - e_1)^2 + (e_6 - e_2)^2}$ 는 변형된 빔의 길이이며, l 은 변형되기 전 빔의 길이이다. 식 (6)과 식 (7)을 이용하여 축 방향 변형에 대한 변형 에너지를 얻을 수 있다.

$$F_l = K_l e \quad (8)$$

여기서,

$$K_l = \frac{EA\epsilon}{l_d} \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

다음으로 굽힘 변형에 대한 변형 에너지는 식 (9)와 같이 정의할 수 있다.

$$U_t = \frac{1}{2} \int_0^l EI \kappa^2 dx \quad (9)$$

여기서, I 는 이차 관성모멘트이고 κ 는 변형된 빔의 곡률이다. 아래 관계식은 굽힘 변형에 대한 변형 에너지를 얻기 위한 관계식이다.

$$\kappa^2 = \left(\frac{\partial^2 S}{\partial x^2} e \right)^T \left(\frac{\partial^2 S}{\partial x^2} e \right) \quad (10)$$

식 (9)와 식 (10)을 이용하여 굽힘 변형에 대한 탄성력을 얻을 수 있다.

$$F_t = \left(\frac{\partial U_t}{\partial e} \right)^T = K_t e \quad (11)$$

식 (11)에서,

$$K_t = \int_0^l EI \left(\frac{\partial^2 S}{\partial x^2} \right)^T \left(\frac{\partial^2 S}{\partial x^2} \right) dx \quad (12)$$

여기서,

$$K_t = \frac{EI}{l^3} \begin{bmatrix} 12 & 0 & 6l & 0 & -12 & 0 & 6l & 0 \\ 0 & 12 & 0 & 6l & 0 & -12 & 0 & 6l \\ 6l & 0 & 4l^2 & 0 & -6l & 0 & 2l^2 & 0 \\ 0 & 6l & 0 & 4l^2 & 0 & -6l & 0 & 2l^2 \\ -12 & 0 & -6l & 0 & 12 & 0 & -6l & 0 \\ 0 & -12 & 0 & -6l & 0 & 12 & 0 & -6l \\ 6l & 0 & 2l^2 & 0 & -6l & 0 & 4l^2 & 0 \\ 0 & 6l & 0 & 2l^2 & 0 & -6l & 0 & 4l^2 \end{bmatrix}$$

굽힘 강성 행렬 K_t 은 대칭 상수 행렬이다. 최종적으로 빔 요소의 탄성력은 식 (13)과 같이 얻을 수 있다.

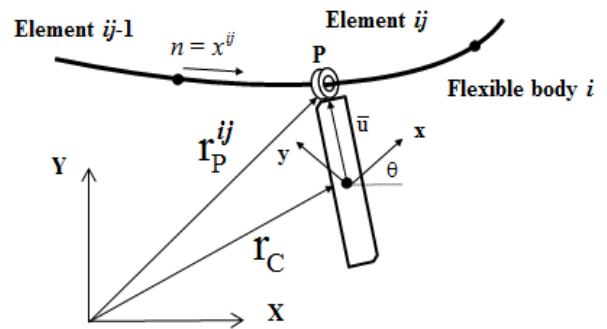


Fig. 2 Sliding joint on the flexible body

$$F_e = F_l + F_t \quad (13)$$

2.2 슬라이딩 조인트

본 논문에서는 가선계와 판토크래프의 동적 상호작용을 구현하기 위한 구속조건으로 Fig. 2와 같은 슬라이딩 조인트를 이용하였다. 슬라이딩 조인트의 구속식은 탄성 대변형체와 강체간의 구속 지점을 점 P라 하였을 때, 강체좌표계로부터 정의되는 점 P의 위치와 빔 요소로부터 정의된 위치를 동일하게 함으로써 구속관계를 정의할 수 있다. 구속식을 정의하기 위하여 비 일반좌표(Non-generalized Coordinate)인 호-길이보조좌표 n 을 도입하였다. 구속식은 식 (14)와 같이 정의된다.

$$\Phi(q_r, q_a, n, t) = r_P^{ij} - r^R = S^{ij}(x^{ij} = n)e^{ij}(t) - r^R = 0 \quad (14)$$

여기서, r_P^{ij} 는 빔 요소로부터 정의되는 점 P의 전역변위벡터이며, r^R 은 강체좌표계로부터 정의되는 점 P의 위치벡터이다. 비 일반좌표 n 은 빔 요소 내에서 강체가 구속되는 위치를 정의한다. 따라서 n 은 슬라이딩 조인트가 속해있는 빔의 길이보다 큰 값이 될 수 없으며, 슬라이딩 조인트가 이동하여 상대 운동하는 요소가 $j-1$ 번째 빔에서 j 번째 빔으로 교체 시, n 값을 적절히 다음 빔 요소에 상응하도록 변경해 주어야 한다.⁽¹¹⁾

2.3 조합운동방정식

앞서 언급하였듯이, 판토크래프를 대변하는 강체좌표계와 가선시스템을 대변하는 절대절점좌표계를 혼용하기 위해서는 두 좌표계의 조합운동방정식이 적용되어야 한다. 여기에, 두 시스템의 상대운동을 정의하기 위한 슬라이딩 조인트의 비 일반좌표를 고려하면 전체 조합운동방정식은 식 (15)와 같이 정의할 수 있다.

$$\begin{bmatrix} M_r & 0 & 0 & \Phi_{q_r}^T \\ 0 & M_a & 0 & \Phi_{q_a}^T \\ 0 & 0 & 0 & \Phi_n^T \\ \Phi_{q_r} & \Phi_{q_a} & \Phi_n & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q}_r \\ \ddot{q}_a \\ \ddot{n} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_r \\ Q_c \\ 0 \\ \gamma \end{bmatrix} \quad (15)$$

식 (15)에서 강체와 유연체, 비 일반좌표를 포함하는 시스템의 일반좌표는 $q = [q_r^T, q_a^T, n]^T$ 이며, Φ 는 각 좌표계에 대한 자코비안 행렬이다.

3. 시뮬레이션 검증 기준 - EN 50318

EN 50318은 2002년에 개정된 유럽 규정으로서, 이는 접촉선과 판토크래프 간의 상호작용에 대한 시뮬레이션 방법을 검증하는 수단으로 각 국에서 사용되고 있다. 규정 내에 포함된 참고 모델에 대한 해석 결과가 제시하는 결과 수준을 만족한다면 시뮬레이션 방법이 타당하다고 간접적으로 판단할 수 있다. 본 논문에서는 EN 50318에서 제시하는 참고 모델의 제원과 시뮬레이션 조건을 적용하여 해석을 수행하고, 결과 비교를 통하여 해석 프로그램을 검증하였다.

3.1 판토크래프 참고 모델

규정에서는 판토크래프 모델을 단순화 하여 2 자유도의 불연속 질량-스프링-댐퍼 모델로 정의하고 있다. 집전판과 가선의 접촉을 스프링 힘 요소로 표현하였으며, Articulating frame에는 120 N의 정적 압상력이 인가된다. 참고 모델은 주행시 발생하는 공력의 영향을 배제하였다. Fig. 3과 Table 1은 각각 판토크래프 참고 모델과 각 부분의 상세 제원을 나타낸다.

Table 1 Specification of the pantograph

| | Effective dynamic mass(kg) | Stiffness (N/m) | Damping (Ns/m) |
|--------------------|----------------------------|-----------------|----------------|
| Contact spring | - | $k_c = 50,000$ | - |
| Collector head | $m_1 = 7.2$ | $k_1 = 4,200$ | $r_1 = 10$ |
| Articulation frame | $m_2 = 15$ | $k_2 = 50$ | $r_2 = 90$ |

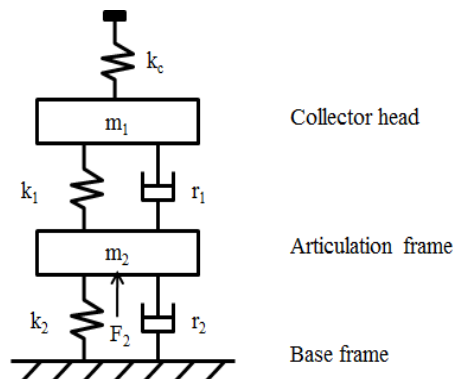


Fig. 3 EN 50318 reference model of the Pantograph

Table 2 Position of the droppers

| Dropper | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 |
|---------|-----|------|------|------|------|------|------|------|------|
| X(m) | 5.0 | 10.5 | 17.0 | 23.5 | 30.0 | 36.5 | 43.0 | 49.5 | 55.0 |

Table 3 Mechanical properties of the wires

| | Tension(N) | Mass/unit length |
|---------------|------------|------------------|
| Catenary wire | 16000 | 1.07 |
| Contact wire | 20000 | 1.35 |

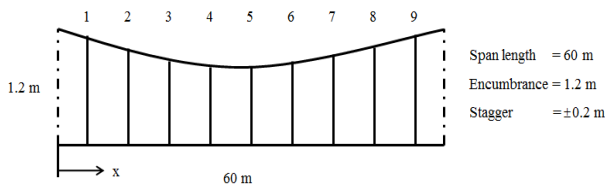


Fig. 4 EN 50318 reference model of the catenary system

3.2 가선계 참고 모델

Fig. 4의 가선계는 단일 접촉선으로 정의되며, 규정에는 1경간에 대한 데이터가 제시되었다. 1 경간의 길이는 60 m이고, 가동 브라켓과 접촉선 사이의 높이는 1.2 m이다. 행거선(Dropper)은 접촉선(Contact wire)과 조가선(Messenger wire)을 상하로 연결시켜 접촉선의 하중을 조가선에 분산, 전달하기 위한 것으로, 모델에서는 인장 강성이 100,000 N/m, 압축할 때에는 강성이 0 N/m인 스프링 요소로 모델링하였다. 1 경간의 행거선의 위치, 가선의 기계적 물성치에 관한 상세 정보는 Table 2와 Table 3에 나타나 있다.

3.3 참고 모델 결과

EN 50318에서는 참고 모델과 더불어 시뮬레이션 조건 및 충족하여야 하는 해석 결과 범위를 제시하고 있다. 차량의 주행 속도는 시속 250 km와 300 km이며, 총 10경간을 통과하는 동안 접촉력, 이선율 등을 산출하도록 되어 있다. 평가는 가선의 초기 접촉에 대한 변형과 파동 속도를 고려하여 5, 6번째 경간에 대한 결과를 비교하도록 제시하고 있다. 또한 접촉력의 관심 주파수 영역은 0 ~ 20 Hz로 그 외의 주파수는 저역통과필터(Low pass filter)를 이용하여 소거한다. Table 4에 제시된 평가기준은 평균

접촉력, 표준편차, 통계적 최대/최소 접촉력(Statical max./min. contact force), 실제 최대/최소 접촉력 (Statical max./min. contact force), 곡선 당김 금구의 최대 변위(Maximum uplift at support), 이선율(Loss of contact) 등으로 EN 규정 내에 정의된 값들은 서로 다른 5가지의 시뮬레이션 방법을 적용한 모델의 해석 결과와 실제 시험 결과를 비교하여 얻어낸 검증된 수치이다.

4. 집전성능 해석 모델

앞서 EN 50318에서 제시한 참고 모델에 대한 모델링 및 해석 환경 생성은 다물체 동역학 해석 기법에 기반을 둔 집전성능 해석 프로그램을 개발하여 수행하였다.

4.1 다물체 동역학 해석 기법

강제일반좌표계와 절대절점좌표계로 구성된 다물체 동역학 모델은 이에 대한 상대운동을 제한하는 조인트와 힘 요소 등으로 구성된다. 개발 프로그램에서는 이러한 구성요소들을 통하여 시스템의 동적인 거동을 해석하기 위하여 강체 및 유연체를 포함하는 질량 행렬과 힘 행렬 그리고 구속식의 자코비안(Jacobian) 조합하여 2차원 구속 기계계의 운동방정식을 행렬식과 미분-대수방정식(DAE : Differential-Algebraic Equation)으로 나타내고 비선형 구속식을 만족시키면서 동시에 미분 방정식을 적분할 수 있도록 구성하였다. 본 연구에서는 4차 Runge-Kutta 방법을 기초로 하여 적분기를 구성하였다.

4.2 해석 모델 생성

Fig. 5는 본 논문에서 해석 대상이 된 가선계-판토그래프 모델의 모델링 개요도이다. 해석 모델에서 가선계를 구성하고 있는 접촉선과 조가선은 절대절점좌표계를 이용하여 모델링 하였으며, 접촉선의 거동을 좀 더 세부적으로 표현하고자 접촉선과 조가선을 각각 경간 당 30개와 10개의 빔 요소를 이용하여 표현하였다. 또한, 2 자유도 판토그래프는 강체로 모델링 하였으며, 행거선, 판토그래프의 각 질량을 연결하는 힘 요소는 TSDA(Translational Spring-Damper-Actuator)를 이용하여 표현하였다. 가선은 1경간에 60m로 총 10경간(600m)을 생성하였으며, 각 경간의 양 끝단에는 장력이 인가된다. 또한, 조가선의 각 경간은 병진 조인트를 이용하여 차량의 진행방향(x방향)의

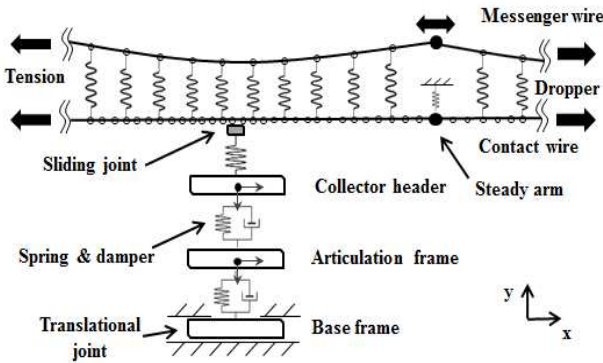


Fig. 5 The interactive model of catenary and pantograph systems

움직임에 대하여 자유도를 주었고, 접촉선의 경우에는 실제 경간의 곡선당김금구를 대변하는 요소를 스프링 힘 요소로 추가하여 판토히크가 경간을 통과할 때의 거동을 표현할 수 있도록 모델링 하였다. 마지막으로 판토히크와 접촉선 간의 동적 상호작용은 대변형 탄성체와 강체간의 상대운동을 효과적으로 표현할 수 있는 슬라이딩 조인트를 적용하여 표현하였다. 슬라이딩 조인트 구축식을 적용하기 위하여 질량과 관성이 매우 미소한 강체를 삽입하였다.

4.3 초기 해석 수행

주행 해석에 앞서, 초기 가선에 인가되는 장력 및 판토히크에 인가되는 압상력에 대한 초기 안정화 해석을 수행하였다. Fig. 6은 압상력 인가 후, 시간에 따른 접촉력의 변화를 보여주고 있다. 최종적으로 접촉력이 약 120 N 부근에서 수렴하는 것을 확인할 수 있으며, 이는 인가된 압상력의 크기와 유사하다. Fig. 6에서 접촉력이 최대값을 갖기 전에 1 주기 이상의 변동을 보이는 것과 수렴하는 데에 시간이 소요되는 이유는 모델에서 판토히크가 첫 번째 경간 시작부근(18m)에 위치하고 있기 때문이며, 압상력으로 인하여 발생한 가선의 파동이 접촉선의 지지점(0m)에 반사되어 영향을 미쳤기 때문이다. 주행 해석은 초기 안정화 해석을 통하여 변화된 강체, 유연체 각 요소의 변위와 슬라이딩 조인트 비 일반좌표값을 초기조건으로 입력한 후, 안정화 상태에서 수행된다.

5. 해석 결과 및 검증

5.1 해석결과

규정에서 제시하는 참고 모델과 시뮬레이션 조건을 적용하여 차량이 시속 250 km와 300 km로 주행

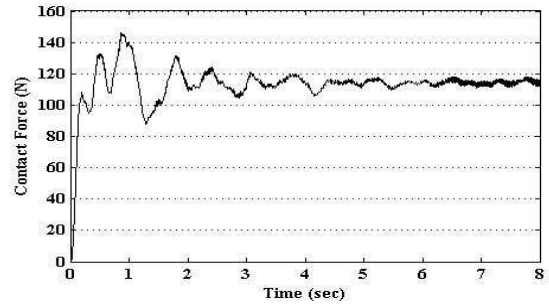


Fig. 6 Convergence of initial contact force

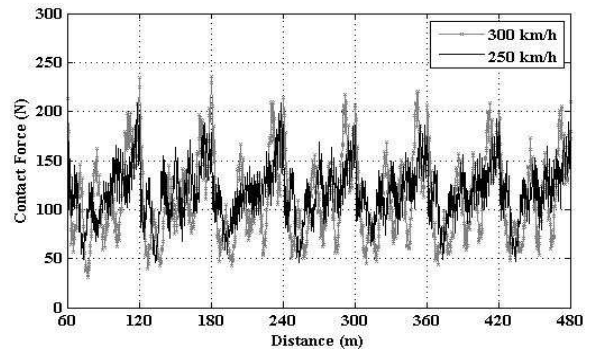


Fig. 7 Contact force between catenary and pantograph

시, 10경간의 구간에 대하여 해석을 수행하였다. Fig. 7은 판토히크와 가선간의 접촉력의 변동을 나타내고 있다. 그래프 상에서 가로축 눈금선은 60 m의 한 경간을 나타내며, 접촉력이 120 ~ 130 N을 기준으로 한 경간의 후반부로 갈수록 증가하다가 경간을 지나면서 다시 감소하는 반복적인 거동을 보이고 있다. 이는 판토히크가 주행 중 인가된 압상력에 의해서 가선을 밀어 올리다가 곡선당김금구의 영향을 받아 다시 제 위치로 돌아오는 거동을 대변하고 있다. 또한, 주행 속도가 증가할수록 전반적으로 접촉력 변동의 폭이 큰 것을 확인할 수 있다. Fig. 8은 주행 속도와 판토히크의 주행 방향 위치에 따른 접촉점의 수직 방향 변위로 모델에서는 접촉선의 초기 위치는 0 m이고, 전체 거동은 접촉력 변동 추이와 유사한 경향을 보인다. 마지막으로 Fig. 9는 관심 구간인 다섯 번째, 여섯 번째 경간을 지지하는 4 ~ 6 번째 곡선당김금구의 시간에 따른 수직 방향 변위의 변화를 속도별로 나타내고 있다. 초기 위치에서 판토히크가 근접할수록 가선으로 부터 전파된 파동에 의해 상하로 움직이다가 판토히크가 통과할 때, 최대 변위를 갖고 일정 주기로 진동하면서 감소하는 거동을 확인할 수 있다.

Table 4 Simulation results and verification with EN standard

| Speed [km/h] | 250 | | 300 | |
|--|-------------|----------------|-------------|----------------|
| | EN standard | Simulation | EN standard | Simulation |
| F_M [N] | 110 ~ 120 | 113.54 | 110 ~ 120 | 115.15 |
| σ [N] | 26 ~ 31 | 27.32 | 32 ~ 40 | 37.84 |
| Statistical maximum of contact force [N] | 190 ~ 210 | 195.51 | 210 ~ 230 | 224.68 |
| Statistical minimum of contact force [N] | 20 ~ 40 | 31.57 | -5 ~ 20 | -2.37 |
| Actual maximum of contact force [N] | 175 ~ 210 | 187.73 | 190 ~ 225 | 220.19 |
| Actual minimum of contact force [N] | 50 ~ 75 | 50.69 | 30 ~ 55 | 45.06 |
| Maximum uplift at support [mm] | 48 ~ 55 | 51.7/51.4/51.7 | 55 ~ 65 | 60.2/59.5/59.9 |
| Percentage of loss of contact [%] | 0 | 0 | 0 | 0 |

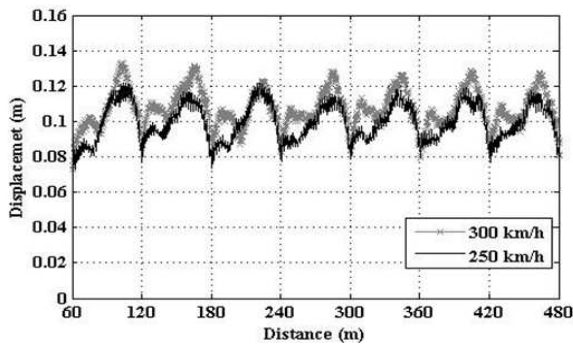
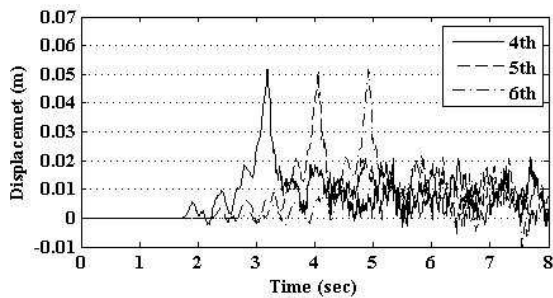
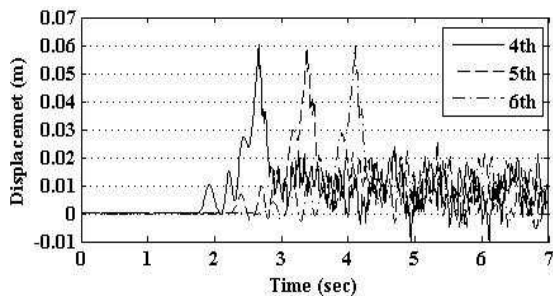


Fig. 8 Displacement of the contact point



(a) Velocity : 250 km/h



(b) Velocity : 300 km/h

Fig. 9 Displacement of the 4th ~ 6th steady arm

5.2 결과 검증

주행 해석 후, 규정에서 제시된 검증 절차에 따르기 위해, 전체 10경간 해석 결과 중 5, 6경간을 통과할 때의 해석 결과를 Butterworth 필터를 이용하여 관심 주파수 대역인 0 ~ 20 Hz로 저역통과 필터링을 수행하였다. Table 4는 앞서 제시한 EN 규정의 결과 범위와 본 연구의 해석 결과이다. 주행 속도 시속 250 km와 300 km에 대하여 평균 접촉력은 각각 113.54 N과 115.15 N, 이선율은 모두 0 %로 산출되었다. Table 4를 통해 알 수 있듯이, 산출된 주행 해석 결과가 EN 규정에서 제시하는 기준들을 모두 잘 만족하는 것을 확인할 수 있다. 이는 본 연구를 통하여 개발된 해석 프로그램이 고속철도의 집전성능 해석 프로그램으로써 신뢰성이 있음을 의미한다.

6. 결론

본 연구에서는 유연 다물체 동역학 해석 기법을 이용하여 고속철도 집전성능 전용 해석 프로그램을 개발하였고, 유럽 규정인 EN 50318을 적용하여 그 신뢰성을 검증 하였다.

해석 모델에서는 가선과 같은 탄성 대변형체를 해석하기 위하여 절대절점좌표를 이용하였으며, 가선계와 판토타그래프 간의 동적 상호작용을 구현하기 위하여 슬라이딩 조인트로 구속관계를 표현하였다. 판토타그래프와 가선계 모델은 EN 50318에 검증을 위하여 제시된 참고 모델을 사용하였으며, 시뮬레이션은 가선에 인가된 장력과 판토타그래프에 인가된 압상력에 대한 정적 안정화 해석을 진

행한 후, 10경간의 주행해석을 수행하였다. 시뮬레이션을 통하여 주행 속도 시속 250 km, 300 km에서의 접촉력, 접촉력의 표준편차, 통계적 최대/최소 접촉력, 이선율 등을 평가하였고, 규정에서 제시된 기준에 모두 잘 만족하는 것을 확인함으로써, 개발 프로그램의 신뢰성을 검증하였다.

차후 본 해석모델을 이용하여, 실제 운영되고 있는 시스템의 시험 결과와의 비교를 통해 신뢰성을 재 입증한다면 현재 운행 중인 실제 차량에 대한 집전성능도 평가할 수 있을 것으로 판단된다. 나아가, 본 개발 프로그램을 이용하여 관토히레프와 가선의 제원 변화가 집전성능에 미치는 영향을 파악한다면, 최적화된 시스템의 효율적인 설계가 가능할 것이며, 이를 통한 고속주행 집전성능의 향상이 기대되는 바이다.

후 기

본 연구는 국토해양부 미래철도기술개발사업의 연구비지원(과제번호07차세대고속철도A01)에 의해 수행되었습니다.

참고문헌

- (1) Lee, S. K. and Kim, S. M., 1996, "Wave Propagation Characteristics Along a Simple Catenary with Arbitrary Impedance Conditions," *Trans. of the KSME*, Vol. 20, No. 11, pp. 3463~3473.
- (2) Kim, J. S. and Choi, B. D., 1999, "A Study on the Dynamic Characteristics of a Catenary System," *KSNVE*, Vol. 9, No. 2, pp. 317~323.
- (3) Kim, J. W. and Park, I. K., 2003, "A Modeling and Contact Force Analysis of the Catenary-Pantograph System for a High-Speed Rail Vehicle," *KSNVE*, Vol. 13, No. 6, pp. 474~483.
- (4) Zhai, W. M. and Cai, C. B., 1998, "Effect of Locomotive Vibrations on Pantograph-Catenary System Dynamics," *Journal of Vehicle System Dynamics*, Vol. 29, pp. 47~58.
- (5) Shabana, A. A. and Jalil, R. S., 2001, "A Survey of Rail Vehicle Track Simulations and Flexible Multibody Dynamics," *Journal of Nonlinear Dynamics*, Vol. 26, pp. 179~210.
- (6) Han, H. S., 2003, "Simulation-based Parametric Study of the Current Collection System of High Speed Train," *KSR*, Vol. 6, No. 4, pp. 279~285.
- (7) Shabana, A. A., 2005, "Dynamics of Multibody Systems, 3rd Edition," Cambridge University Press, Cambridge.
- (8) Seo, J. W. and Park, T. W., 2005, "Dynamic Analysis of a Pantograph-Catenary System for High-Speed Train," *KSPE*, Vol. 22, No. 1, pp. 152~159.
- (9) EN 50318, 2002, "Railway Applications - Current Collection Systems - Validation of Simulation of the Dynamic Interaction Between Pantograph and Overhead Contact Line," British Standard.
- (10) Takahashi, Y., Shimizu, N. and Suzuki, K., 2005, "Study on the Frame Structure Modeling of the Beam Element Formulated by Absolute Nodal Coordinate Approach," *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 19, No. 1, pp. 283~291.
- (11) Seo, J. W., 2005, "Dynamic Analysis Method and Its Application for Very Flexible Multibody Systems," Dissertation, Ajou University.